

저속 영역에서 루버핀이 장착된 평판관형 알루미늄 열교환기의 공기측 전열 성능에 대한 실험적 연구

조진표*, 오왕규*, 김내현†, 윤 백**

(2002년 3월 9일 접수, 2002년 10월 22일 심사완료)

Air-side Performance of Louver-Finned Flat Aluminum Heat Exchangers at a Low Velocity Region

Jin-Pyo Cho, Wang-Kyu Oh, Nae-Hyun Kim and Beak Youn

Key Words : Louver Fin(루버핀), Brazed Aluminum Heat Exchanger(알루미늄 열교환기), Flat Tube(평판관), Heat Transfer Coefficient(열전달계수), Pressure Drop(압력손실)

Abstract

The heat transfer and pressure drop characteristics of heat exchangers with louver fins were experimentally investigated. The samples had small fin pitches (1.0 mm to 1.4 mm), and experiments were conducted up to a very low frontal air velocity (as low as 0.3 m/s). At a certain Reynolds number (critical Reynolds number), the flattening of the heat transfer coefficient curve was observed. The critical Reynolds number was insensitive to the louver angle, and decreased as the louver pitch to fin pitch ratio (L_p/F_p) decreased. Existing correlations on the critical Reynolds number did not adequately predict the data. It is suggested that, for proper assessment of the heat transfer behavior, the louver pattern in addition to the flow characterization need to be considered. The heat transfer coefficient increased as the fin pitch decreased. At low Reynolds numbers, however, the trend was reversed. Possible explanation is provided considering the louver pattern between neighboring fins. Different from the heat transfer coefficient, the friction factor did not show the flattening characteristic. The reason may be attributed to the form drag by louvers, which offsets the decreased skin friction at a low Reynolds number. The friction factor increased as the fin pitch decreased and the louver angle increased. A new correlation predicted 92 % of the heat transfer coefficient and 90 % of the friction factor within $\pm 10\%$.

기호설명

<p>A : 열전달면적 (m^2)</p> <p>c_p : 비열 ($J/kg \cdot s$)</p> <p>C_r : 열용량비 [Eq. (6)]</p> <p>D : 최대 수직 이동거리 (m)</p> <p>D_h : 수력직경 (m)</p>	<p>F_D : 유동방향의 흰길이 (mm)</p> <p>F_c : 유동효율 [Eq. (18)]</p> <p>F_p : 흰 피치 (mm)</p> <p>f : 공기측 마찰계수 [Eq.(15)]</p> <p>f_i : 관내측 마찰계수 [Eq.(10)]</p> <p>H : 흰 높이 (mm)</p> <p>h : 열전달계수 ($W/m^2 K$)</p> <p>j : Colburn j 인자 [Eq.(14)]</p> <p>k : 열전도도($W/m K$)</p> <p>L_1 : 루버 길이 (mm)</p> <p>L_p : 루버 핏치 (mm)</p> <p>\dot{m} : 유량 (kg/s)</p> <p>N : 실제 수직이동거리 (m)</p>
--	--

* 인천대학교 대학원

† 책임저자, 회원, 인천대학교 기계공학과
Email : knh0001@incheon.ac.kr
TEL : (032)770-8420 FAX : (032)770-8410

** (주) 삼성전자

- NTU : 전달 단위수 [Eq. (7)]
- Pr : Prandtl 수
- Q : 전열량 (W)
- Re_{Lp} : L_p에 기초한 Reynolds 수(=V_{max}·L_p/ν)
- Re_L^{*} : 임계 Reynolds 수
- Re_{Dh} : D_h에 기초한 Reynolds 수
- S₁ : 입출구 방향전환 루버길이(mm)
- S₂ : 중앙 방향전환 루버 길이 (mm)
- t : 관벽두께 (mm)
- T : 온도 (K)
- T_p : 관 핏치 (mm)
- t_f : 흰 두께 (mm)
- U : 총합 열전달계수 (W/m² K)
- V_{max} : 최대 공기 속도 (m/s)

- min : 최소
- o : 공기측
- out : 출구
- t : 관

그리스문자

- α : 루버각 (deg)
- β : 유동각 (deg)
- ε : 유용도 [Eq.(5)]
- ΔP : 압력손실 (Pa)
- η : 흰효율 [Eq. (12)]
- η_o : 표면효율 [Eq. (11)]
- ρ : 밀도 (kg/m³)
- ν : 점성계수 (m²/s)
- σ : 축소계수

하첨자

- c : 열교환기 코어
- i : 관내측
- in : 입구
- f : 흰
- m : 평균
- max : 최대

1. 서론

흰-관 열교환기는 가정용공조기의 응축기나 증발기로 널리 사용되고 있다. 냉매와 공기의 열교환의 경우 공기측에 대부분의 열저항이 있게되고 이를 줄이기 위하여 고성능 흰, 소구경관 등 여러 가지 방법이 사용되고 있다. 하지만 흰-관 열교환기는 흰과 관사이에 접촉저항이 존재하고 관 후방에서 전열 성능이 감소하는 등 고효율화, 소형화에는 한계가 있다. 이러한 단점은 납작한 평판관을 사용하고 흰과 관을 브레이징한 알루미늄 열교환기를 사용하면 개선될 수 있다. 알루미늄 열교환기는 그간 자동차용 응축기로 널리 사용되어 왔다. 알루미늄 열교환기에서는 평판관 내로 냉매가 흐르고 공기측에는 루버흰이 사용된다. 최근들어 알루미늄열교환기를 가정용공조기에 적용하려는 시도가 있다. Webb 과 Jung⁽¹⁾은 평판관 열교환기는 기존 흰-관열교환기의 절반의 체적으로 동일성능을 낼 수 있다고 보고하였다. Webb 과 Lee⁽²⁾는 866 fins per meter 의 흰 핏치를 가진 알루미늄 열교환기와 7.0mm 원관에 1024 fins per meter 의 흰 핏치를 가진 흰-관 열교환기의 성능을 비교하였는데 알루미늄 열교환기가 50%가량 재료를 절감할 수 있음을 보고하였다.

알루미늄 열교환기의 공기측 성능은 루버 핏치, 루버각, 흰 핏치와 같은 루버흰의 형상에 따라 달라지게 된다. 루버흰의 전열 성능에 대한 연구는 Davenport⁽³⁾를 필두로하여 많은 연구자들이 실험을 통해서나^(1,4-8) 해석적으로⁽⁹⁾ 또는 수치해석을 사용하여⁽¹⁰⁻¹⁷⁾ 수행하여 왔다. Table 1에 그간의 실험연구 범위가 요약되어 있다. 이 표는 그간의 연구가 Reynolds 수(루버핏치 기준)가 100보다 큰 영역에

Table 1 Summary of previous studies on the air-side performance of flat-tube heat exchangers having louver fins

Investigators	L _p (mm)	F _p (mm)	α (deg)	L _p / F _p	Re _{Lp}
Davenport ⁽⁴⁾	1.5 - 3.0	1.5 - 1.6	8 - 26	0.97 - 1.95	300 - 4000
Achaichia and Cowell ⁽⁵⁾	0.8 - 1.4	1.7 - 3.3	22 - 30	0.24 - 0.85	150 - 2000
Sunden and Svantesson ⁽⁶⁾	0.5 - 1.4	1.5 - 2.0	14 - 34	0.26 - 0.91	100 - 700
Webb and Jung ⁽¹⁾	1.4 - 1.6	1.4 - 2.1	30	0.66 - 1.17	100 - 2000
Chang and Wang ⁽⁷⁾	1.3 - 1.9	1.8 - 2.2	28	0.60 - 0.85	100 - 800
Kim and Park ⁽⁸⁾	1.7	1.0 - 1.4	15 - 27	1.21 - 1.70	100 - 450
This study	1.7	1.0 - 1.4	15 - 27	1.21 - 1.70	30 - 1000

서 수행되었음을 보여준다. 가정용 공조기의 경우 전방풍속이 0.5m/s 에서 1.5m/s 사이로 이를 Reynolds 수로 환산하면 루버 핏치가 1.7mm 인 경우 (본 연구에서 사용된 열교환기 시료의 루버 핏치임) 60에서 200 사이이다.

그간의 연구에 따르면 Reynolds 수가 감소하면 대부분의 유동이 환사이의 공간을 흐르는 덕트 유동이 되고 따라서 열전달 계수가 감소하는 것으로 알려져 있다(Fig. 1 참조). 이 상황을 개선하여 보다 많은 유동이 루버 사이로 흐르게 하려면 환 핏치를 감소시켜야 한다. Table 1은 기존 연구자들이 비교적 큰 환 핏치(또는 작은 L_p/F_p 값)에서 수행되었음을 보여주는데 본 연구에서는 작은 범위의 환 핏치(1.0mm 에서 1.4mm)를 가진 시료를 제작하여 ($1.21 \leq L_p/F_p \leq 1.70$) 실험을 수행하였다. 실험은 전방풍속 0.3m/s(상당 $Re_{Lp} = 40$)까지 수행하였다. 이와 같이 본 연구에서는 저속영역에서 루버권의 전열 특성을 고찰함으로써 알루미늄

열교환기를 공조기에 적용하기 위한 기초 자료를 축적하였다.

2. 실험

2.1 열교환기 시료

세 종류의 환 핏치(1.0mm, 1.2mm, 1.4mm)와 네 종류의 루버각($15^\circ, 19^\circ, 25^\circ, 27^\circ$)을 가진 12개의 알루미늄 열교환기에 대하여 실험을 수행하였다. 모든 시료의 루버 핏치는 1.7mm 로 일정하였다. Fig. 2에 시료의 스캐치가 나타나 있는데 높이는 254mm, 폭은 400mm 로 24단의 루버권과 평판관으로 구성되어 있다.

관내측은 유로 2개의 평판관으로 회로를 구성하였다. 공기측 전열성능을 정밀하게 측정하기 위해서는 관내측 열저항을 최소화 하여야 하고 이를 위해서는 관내측 흐름을 난류로 만들 필요가 있다. 평판관의 경우 수력직경이 작기 때문에 난류를 만들기 위해서는 매우 빠른 유속이 필요하게 된다. 본 연구에서는 유로 2개의 평판관으로 회로를 구성함으로써 제한된 압력손실 하에서 난류유동을 구현하고자 하였다. 평판관과 루버권의 상세 사양은 Fig. 3와 Table 2에 나타나 있다.

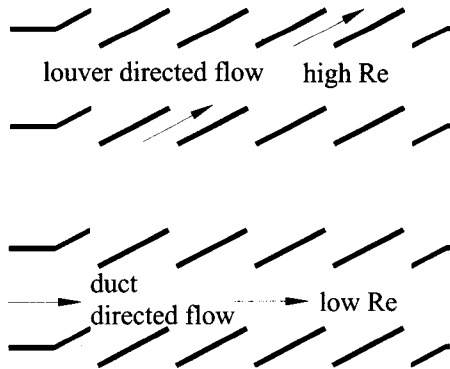


Fig. 1 Flow structure along louvers

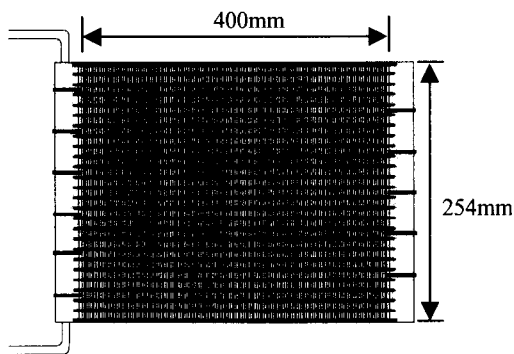


Fig. 2 Schematic drawing of the test sample

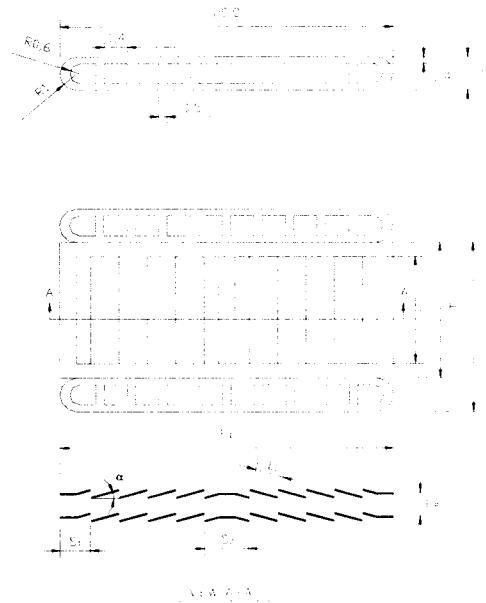


Fig. 3 Geometric dimensions of the test sample

Table 2 Geometric dimensions of test samples

Samples	F _D (mm)	α (deg)	F _P (mm)	L _P (mm)	L ₁ (mm)	H (mm)	T _P (mm)	S ₁ (mm)	S ₂ (mm)
1	20	15	1.0	1.7	6.4	8.15	10.15	1.82	1.0
2	20	19	1.0	1.7	6.4	8.15	10.15	1.82	1.0
3	20	25	1.0	1.7	6.4	8.15	10.15	1.82	1.0
4	20	27	1.0	1.7	6.4	8.15	10.15	1.82	1.0
5	20	15	1.2	1.7	6.4	8.15	10.15	1.82	1.0
6	20	19	1.2	1.7	6.4	8.15	10.15	1.82	1.0
7	20	25	1.2	1.7	6.4	8.15	10.15	1.82	1.0
8	20	27	1.2	1.7	6.4	8.15	10.15	1.82	1.0
9	20	15	1.4	1.7	6.4	8.15	10.15	1.82	1.0
10	20	19	1.4	1.7	6.4	8.15	10.15	1.82	1.0
11	20	25	1.4	1.7	6.4	8.15	10.15	1.82	1.0
12	20	27	1.4	1.7	6.4	8.15	10.15	1.82	1.0

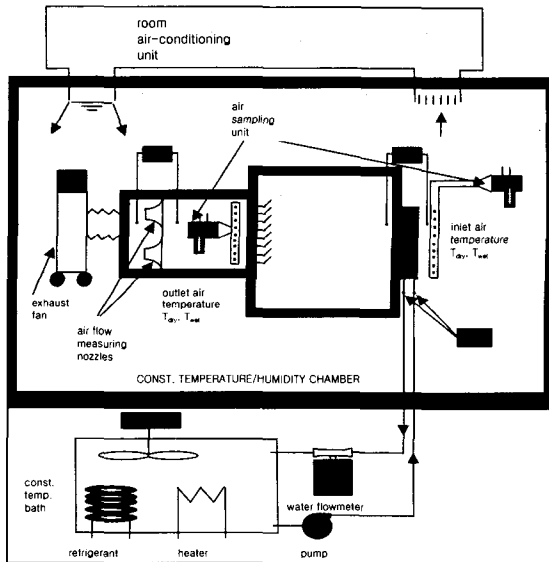


Fig. 4 Schematic drawing of the apparatus

2.2 실험장치 및 실험절차

실험장치의 개략도는 Fig. 4에 나타나 있다. 이장치는 향온향습실에 설치된 흡입식 풍동으로 고온수 순환부와 자료획득 및 처리장치가 부착되어 있다. 시료는 실험장치의 입구에 장착되고 시료후방에는 혼합체(mixer)가 설치되어 출구공기를 혼합한다. 공기측 입구와 출구의 온도와 습도는 ASHRAE Standard 41.1⁽¹⁸⁾에 따라 표본추출하여 측정하였다. 고온수측 입구 유량과 온도는 향온향습실 외부에 설치된 향온조로부터 조절된다. 공기와 고온수의 온도는 정밀도 ± 0.1°인 RTD(Pt-100Ω 센서)를 사용하여 측정하였고 고온수 유량은 정밀도 ± 0.00015kg/s 인 Coriolis 형식의 질량유량계를 사용 하였다. 시료의 공기측 압력손실은 정밀도 ± 5 Pa 인 차압계를 사용하였고 공기측 유량은

Table 3 Experimental Uncertainties

Parameter	Max. Uncertainties
Temperature	± 0.1 °C
Differential pressure	± 5 Pa
Water flow rate	± 1.5×10 ⁻⁶ m ³ /s
Re _{Dc}	± 2%
f	± 10%
j	± 12%

ASHRAE Standard 41.2⁽¹⁹⁾에 따라 노즐의 차압을 측정하여 결정하였다.

실험 중 고온수의 입구 온도는 45°C 를 유지하였고 향온향습실의 온/습도는 21° / 60% 상대습도로 유지되었다. 실험은 시험부 전방풍속을 0.3m/s 에서 6.0m/s 까지 변화시키며 수행되었는데 고온수 측과 공기측의 열평형은 풍속 1m/s 이상에서는 ± 2%내에 들었다. 이값은 풍속이 감소할수록 다소 증가하여 최저 풍속인 0.3m/s 에서는 ± 5%가량 되었다. 실험장치와 향온향습실의 모든 데이터는 자료획득장치를 거쳐 컴퓨터에 저장되었다. ASHRAE Standard 41.5⁽²⁰⁾에 따라 실험의 불확실도를 해석하였고 그 결과가 Table 3 에 나타나 있다. 마찰계수의 주된 불확실도 요인으로는 차압계의 불확실도 (± 10%)가, 열전달계수 불확실도의 주된 요인은 관내측 열전달계수의 불확실도(± 10%)가 차지하였다. 실험의 불확실도는 Reynolds 수가 증가할수록 감소하였다.

2.3 자료처리

시료의 전열량은 관내측과 공기측의 평균값을 사용하였다.

$$Q = (Q_o + Q_i) / 2 \quad (1)$$

$$Q_o = \dot{m}_o c_{p,o} (T_{o,out} - T_{o,in}) \quad (2)$$

$$Q_i = \dot{m}_i c_{p,i} (T_{i,in} - T_{i,out}) \quad (3)$$

시료의 UA 값은 비혼합-비혼합 직교류의 ϵ -NTU 관계식으로부터 구해진다.

$$\epsilon = 1 - \exp\left[\frac{NTU^{0.22}}{C_r} \left\{ \exp(-C_r NTU^{0.78}) - 1 \right\}\right] \quad (4)$$

$$\epsilon = Q / Q_{max} \quad (5)$$

$$C_r = (\dot{m}c_p)_{min} / (\dot{m}c_p)_{max} \quad (6)$$

$$UA = (\dot{m}c_p)_{min} NTU \quad (7)$$

공기측 열전달계수 h_o 는 전체 열저항으로부터 관내측과 관벽의 열저항을 빼내어 아래식으로 구한다.

$$\frac{1}{\eta_o h_o A_o} = \frac{1}{UA} - \frac{1}{h_i A_i} - \frac{t}{k_i A_i} \quad (8)$$

관내측 열전달계수는 Gnielinski⁽²¹⁾ 식으로부터 구하였다.

$$h_i = \left(\frac{k_i}{D_{h,i}} \right) \frac{(\text{Re}_{D_{h,i}} - 1000) \text{Pr}_i (f_i / 2)}{1.0 + 12.7 \sqrt{f_i / 2} (\text{Pr}_i^{2/3} - 1)} \quad (9)$$

$$f_i = [1.58 \ln(\text{Re}_{D_{h,i}} - 3.28)]^2 \quad (10)$$

실험중 관 내측의 Reynolds 수는 6,500 을 유지하였는데 이 값이 본 실험장치에서 얻을 수 있는 최대 값이었다. 관내측의 수력직경이 매우 작기 때문에 허용된 압력손실 하에서 얻을 수 있는 고온수 유속엔 한계가 있었다. 실험중 관내측 열저항은 전체 열저항의 5%내를 유지하였다. 표면효율은 식 (11)로부터 구한다.

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta) \quad (11)$$

원효율 η 는 Shah⁽²²⁾ 의 제안에 따라 아래식에서 구한다.

$$\eta = \frac{\tanh(ml)}{ml} \quad (12)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_o}{k_f t} \left(1 + \frac{t}{F_D}\right)}, \quad l = \frac{H}{2} - t \quad (13)$$

열교환기 실험에서는 열전달계수는 Colburn j 인자로 나타내는 것이 일반적이다.

$$\text{Re}_{L_p} = \frac{V_{max} L_p}{\nu} \quad (14)$$

$$j = \frac{h_o}{\rho_o V_{max} c_{p,o}} \text{Pr}_o^{2/3} \quad (15)$$

여기서 V_{max} 은 최대유속으로 모든 유동이 루버를 통과할때 얻어지는 값이다. 마찰계수는 다음식으로 구한다.

$$f = \frac{A_c \rho_m}{A_o \rho_{in}} \left[\frac{2\Delta P \rho_{in}}{(\rho_m V_{max})^2} - (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} - 1 \right) \right] \quad (16)$$

식 (16)에는 Wang 등⁽²³⁾의 제안에 따라 마찰손실에 입출구 손실을 포함시켰는데 Wang 등은 이렇게 함으로써 좀 더 일관성 있는 마찰계수를 얻을 수 있음을 보여주었다.

3. 결과 및 논의

Fig. 5 에서는 루버각에 따른 j 인자와 마찰계수가 나타나있다. Fig. 5(a)에는 루버각 15°, 흰 핏치 1.4mm 의 실험자료가 나타나 있지 않은데 이 시료는 준비중 훼손되어 실험할 수가 없었다. Fig. 5 는 특정 Reynolds 수(임계 Reynolds 수)를 기준으로 이보다 높은 범위에서는 Reynolds 수가 감소하면 j 인자가 증가하고 이보다 낮은 범위에서는 반대의 경향이 나타남을 보인다.

열전달계수가 임계 Reynolds 수 전후로 변하는 현상은 Achaichia 와 Cowell,⁽⁵⁾ Cowell⁽²⁴⁾ 등도 보고 하였다. 그간 많은 연구자^(3,5,25)의 연구에서 보고된 바와 같이 Reynolds 수가 감소하면 덕트 유동이 지배적이 되고 따라서 열전달계수가 감소하게 되는데 Davenport⁽³⁾는 저 Reynolds 수에는 루버상의 경계층이 두꺼워져 루버사이의 유동을 방해하게 된다고 고찰하였고 Achaichia 와 Cowell⁽¹⁰⁾은 수치 해석을 통하여 이를 확인하였다.

임계 Reynolds 수에 대한 상관식은 Cowell 등⁽²⁴⁾이 제한한 바 있다. 그들은 임계 Reynolds 수를 유동각(β)이 최대치(β_{max})의 95%가 되는 Reynolds 수로 정의하고 이전의 수치해석 결과⁽¹⁰⁾로부터 β 와

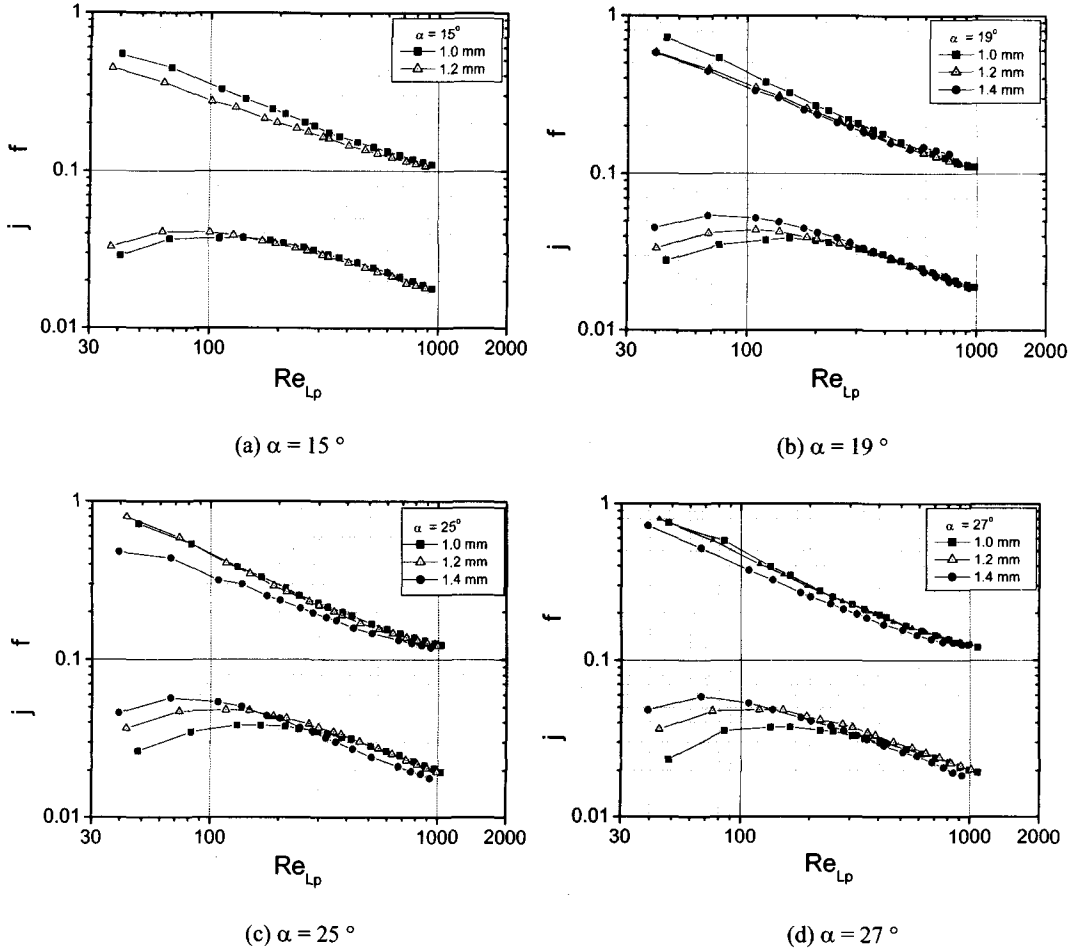


Fig. 5 The j and f factors of present samples showing the effect of fin pitch



Fig. 6 Definition of flow efficiency

β_{max} 를 구하였다. Fig. 6 에 유동각 β 가 개략적으로 나타나 있다. Cowell 등⁽²⁴⁾의 상관식은 다음과 같다.

$$Re_L^* = 4860 / [0.936 - 1.76 / (L_p / F_p) + 0.995\alpha] \quad (17)$$

임계 Reynolds 현상은 Webb⁽²⁵⁾에 의해서도 인지되었는데 그들은 유동가시화를 통하여 유동각이 루버 형상과 Reynolds 수에 따라 달라지는 것을 발견

하고 아래의 유동효율 개념으로 실험자료를 처리하였다. Fig. 6 에 유동효율 개념도가 나타나 있다.

$$F_e = \frac{N}{D} \quad (18)$$

여기서 N은 유선의 실제 수직이동거리이고 D는 최대 수직이동거리이다. 만일 모든 유동이 루버를 통과한다면 유선의 수직이동거리는 D가 될 것이다. Webb은 특정 Reynolds수(임계 Reynolds수) 이상에서는 유동효율이 일정하다가 그 아래로는 유동효율이 감소함을 발견하였고 아래와 같은 임계 Reynolds수 상관식을 제안하였다.

$$Re_L^* = 828(\alpha/90)^{-0.34} \quad (19)$$

식 (19)는 임계 Reynolds 수가 루버각 α 에만 관계

Table 4 The critical Reynolds numbers predicted by Cowell et al.⁽²⁴⁾ and Webb⁽²⁵⁾

Investigators	$F_p=1.0\text{mm} (L_p/F_p=1.70)$				$F_p=1.2\text{mm} (L_p/F_p=1.42)$				$F_p=1.4\text{mm} (L_p/F_p=1.21)$			
	15°	19°	25°	27°	15°	19°	25°	27°	15°	19°	25°	27°
Present heat transfer test	≅140	≅140	≅140	≅140	≅100	≅110	≅130	≅130	-	≅70	≅70	≅70
Cowell et al. ⁽²⁴⁾	328	258	196	182	332	261	198	183	336	264	200	184
Webb ⁽²⁵⁾	1522	1405	1280	1247	1522	1405	1280	1247	1522	1405	1280	1247

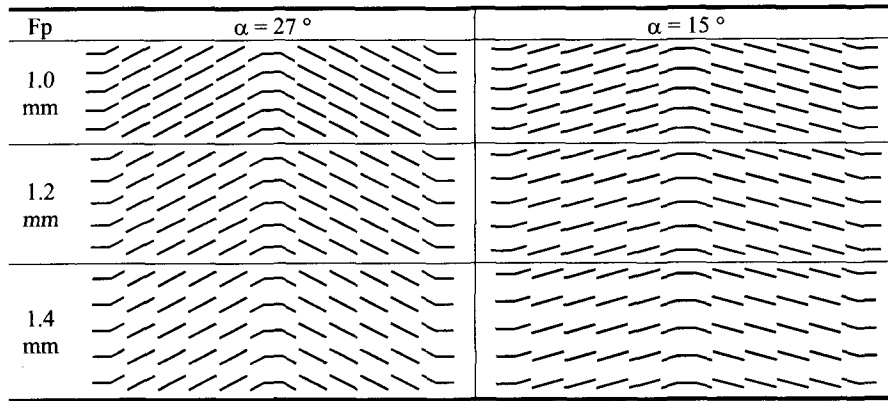


Fig. 7 A graph showing louver patterns for the louver angle 27° and 15°

가 있음을 보인다.

Table 4에 상기 상관식에 의한 계산된 임계 Reynolds 수와 본 실험 결과로부터 얻어진 값이 비교되어 있다. 본 실험결과로부터 얻어진 임계 Reynolds 수는 루버각에 거의 무관하고 L_p/F_p 가 감소할수록 감소하는 경향을 보인다. 이는 예측치들의 경향과는 반대로 예측치들은 L_p/F_p 에 거의 무관하고 루버각이 증가할수록 감소하는 경향을 보인다. 이러한 차이가 나는 한가지 이유로는 본 연구에 사용된 시료들의 L_p/F_p 값이 1.21에서 1.70으로 상기 상관식들의 적용범위 - Webb 은 L_p/F_p 가 1.31까지, Cowell 등은 1.0까지- 를 넘어서기 때문으로 판단된다. 다른 이유로는 본 연구의 임계 Reynolds 수는 열전달 실험(j 인자)으로부터 구해진 반면 기존 상관식들은 유동가시화나 수치해석을 통한 유동효율로부터 구해졌다는데 있다. 본 연구와 같이 L_p/F_p 가 큰 경우 열전달 결과를 설명하기 위해서는 유동효율외에 루버형상이 추가로 고려되어야 한다. 이에 대해서는 다음절에 좀더 상세히 설명되어 있다. Table 4는 Webb 의 상관식이 임계 Reynolds 수를 매우 크게 예측함을 보인다. 그 이유로는 Webb 이 사용한 가시화 샘플의 열수가 5 열로 너무 작기 때문으로 판단되는데 Springer 와 Thole,⁽²⁶⁾ Beamer 등⁽²⁸⁾은 열수가 작으면 채널벽면의 영향을 받아 루버유동이 제한되고 덕트 유동이

유발된다고 보고하였다. 덕트 유동은 임계 Reynolds 현상을 지연시킬 것이다. Springer 와 Thole⁽²⁶⁾ 은 19열 이상은 되어야 적절한 유동가시화가 될 수 있음을 보여주었다.

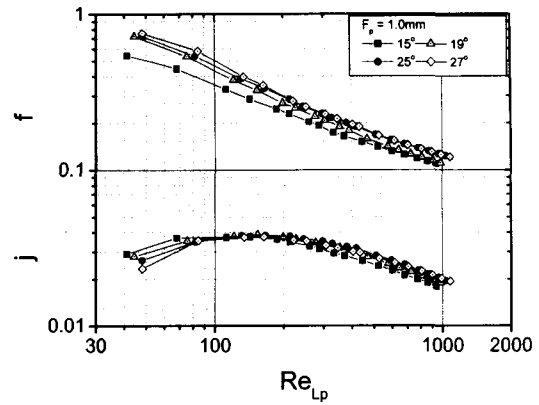
Fig. 5는 흰 핏치의 영향이 낮은 Reynolds 수에서는 현저하나 Reynolds 수가 증가할수록 감소함을 보인다. 더욱이 j 인자 곡선들은 서로 교차함을 보인다. 즉, 높은 Reynolds 수에서는 흰 핏치가 감소할수록 j 인자가 증가하나 낮은 Reynolds 수에서는 그 경향이 역전됨을 보인다.

Webb⁽²⁵⁾에 따르면 흰 핏치가 감소할수록 유동효율은 증가하고 따라서 j 인자는 증가하게 된다. 높은 Reynolds 수에서는 이와 같은 경향을 보이거나 낮은 Reynolds 수에서는 반대의 경향이 나타나는데 이는 기대치 않던 결과이다. 하지만 Achaichia 와 Cowell⁽⁵⁾의 데이터를 자세히 살펴보면 동일한 경향을 발견할 수 있는데 그들의 3 번째 시료($F_p=1.65\text{mm}$, $L_p=1.4\text{mm}$)는 6 번째 시료($F_p=2.15\text{mm}$, $L_p=1.4\text{mm}$)보다 j 인자가 작음을 보인다. Fig. 7에 루버각 27°에서 세 종류의 흰핏치에 따른 루버형태가 나타나 있다. 이 그림은 흰 핏치 1.0mm 에서는 하부 흰의 루버와 상부 흰의 루버사이의 간격이 거의 없음을 보인다. 이 간격은 흰핏치가 증가할수록 증가한다. 루버에서는 경계층 단락과 후류의 소산이 매우 중요한 열전달 촉진기구로 알려져 있

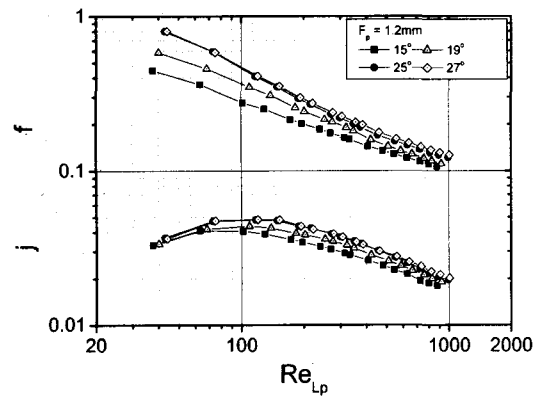
다.⁽²⁸⁾ 만일 상부 루버에서 형성된 경계층이 후류에서 완전히 소산되지 않는다면 하부 루버의 전열 성능은 감소하게 될 것이다. 흰 핏치 1.4mm의 경우는 이웃하는 루버사이의 간격이 충분하여 하부 루버가 상부 루버 후류의 영향을 적게 받는 것으로 보인다. 유속 1.0m/s 에서 루버 하단의 경계층 두께는 대략 0.9mm 정도로 계산된다. 흰 핏치가 감소할수록 루버 간격도 감소하는데 흰 핏치 1.0mm에서는 거의 간격이 없게 되고 이 경우 하부 루버는 상부 루버로부터의 경계층 내에 묻히게 되어 전열 성능이 감소하게 된다. 이러한 이유로 낮은 Reynolds 수에서 흰 핏치가 감소할수록 열전달 계수도 감소하는 것으로 사료된다. Reynolds 수가 높아지면 경계층 두께가 얇아지고 따라서 루버 간격의 영향은 감소할 것이다. Fig. 7에는 루버각 15°인 경우도 나타나 있는데 27°와는 달리 모든 흰핏치에서 상부루버와 하부루버 사이에 적절한 간격이 있음을 보인다. 이 경우 열전달계수값은 루버각에 따라 큰 차이가 나지 않으리라 예상할 수 있는데 Fig. 4(a)는 이와 같은 경향을 보여준다.

열전달계수(j 인자)와는 달리 마찰계수는 꺾이는 경향을 보이지 않고 Reynolds 수가 감소할수록 일관되게 증가함을 보인다. 높은 Reynolds 수에서는 대부분의 유동이 루버를 통과하게 되고 따라서 압력손실의 대부분은 마찰손실이 차지하게 될 것이다. 하지만 낮은 Reynolds 수에서는 대부분이 덕트유동이 되고 이 경우 루버에 의한 항력손실이 유발된다. 이 항력손실은 감소하는 마찰손실을 보상하여 Reynolds 수가 감소하더라도 마찰계수가 증가하는 경향을 나타낼 것이다.⁽²⁸⁾ Fig. 5는 흰 핏치가 감소할수록 마찰계수가 증가함을 보인다. 이러한 경향은 Achaichia와 Cowell,⁽⁵⁾ Chang과 Wang⁽⁷⁾도 보고하였는데 흰 핏치가 감소하면 루버유동이 지배적이 되고 따라서 유동길이가 길어져 압력손실이 증가하게 된다.

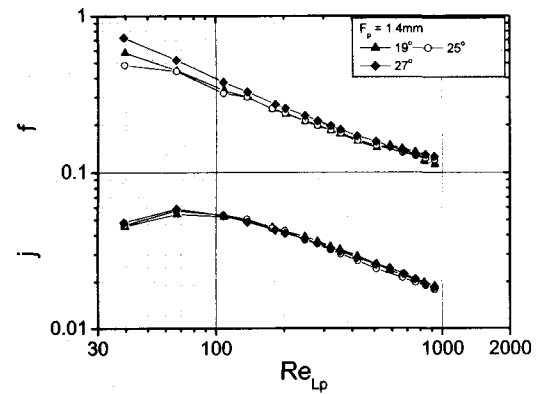
Fig. 8에는 실험데이터가 루버각의 영향을 볼 수 있도록 정리되어 있다. 이 그림은 $F_p=1.4\text{mm}$ 의 경우 j 인자에 대한 루버각의 영향이 미미함을 보인다. 이보다 작은 흰 핏치에서는 루버각이 증가할수록 j 인자가 증가한다. 유동가시화 결과⁽²⁵⁾는 루버각이 증가할수록 유동효율이 증가하고 따라서 j 인자도 증가하리라 예상된다. 이러한 루버각의 영향은 흰 핏치가 증가함에 따라 감소할 것으로 판단된다. 예를들어 흰 핏치가 아주 크게 되면 덕트유동이 지배적이 되고 이 때 루버는 단지 표면도와 같은 역할을 하게 되어 루버각의 영향은 미조



(a) $F_p = 1.0 \text{ mm}$



(b) $F_p = 1.2 \text{ mm}$



(c) $F_p = 1.4 \text{ mm}$

Fig. 8 The j and f factors of present samples showing the effect of louver angle

미해 질 것이다. 흰 핏치 1.0mm의 경우 Reynolds 수 140 근처에서 j 인자 곡선들이 서로 교차함을 보

Table 5 Comparison of existing correlations with the present data

Investigators		± 10 %	± 30 %	± 50 %	± 100 %	Average deviation	Mean deviation
Davenport ⁽⁴⁾	j/j_p	3.2 %	8.6 %	24.7 %	100.0 %	-31.0 %	35.8 %
	f/f_p	0.0 %	0.5 %	1.08 %	11.3 %	-13.6 %	59.0 %
Achaichia and Cowell ⁽⁵⁾	j/j_p	58.6 %	88.2 %	95.7 %	100.0 %	13.4 %	19.3 %
	f/f_p	0.0 %	0.0 %	30.1 %	100.0 %	139.6 %	139.6 %
Sunden and Svantesson ⁽⁶⁾	j/j_p	28.0 %	82.8 %	94.1 %	100.0 %	7.7 %	27.3 %
	f/f_p	3.2 %	22.0 %	69.4 %	99.5 %	-28.7 %	28.7 %
Sahnoun and Webb ⁽¹⁾	j/j_p	74.2 %	87.1 %	91.9 %	100.0 %	21.6 %	24.3 %
	f/f_p	0.5 %	1.6 %	5.9 %	68.9 %	-46.4 %	46.4 %
Chang and Wang ⁽⁷⁾	j/j_p	0.0 %	66.1 %	89.8 %	100.0 %	58.2 %	58.2 %
Chang et al. ⁽³⁰⁾	f/f_p	7.0 %	23.7 %	67.7 %	100.0 %	-22.9 %	22.6 %
This study	j/j_p	91.9 %	100.0 %	100.0 %	100.0 %	0.7 %	4.6 %
	f/f_p	89.8 %	99.5 %	99.5 %	100.0 %	0.0 %	5.4 %

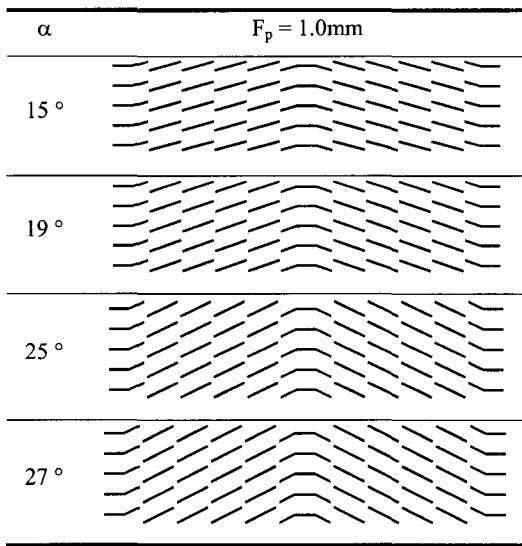


Fig. 9 A graph showing louver patterns for the fin pitch 1.0mm

인다. Reynolds 수 140 이하에서는 루버각이 작을수록 열전달계수가 커짐을 보이는데 이도 기대치 않던 결과이다. 하지만 루버형태에 대한 상세한 고찰을 통하여 이 현상을 설명할 수 있는데 Fig. 9에 네 종류의 루버각에 대한 루버형태가 나타나 있다. 이 그림은 루버각이 증가할수록 상부와 하부 루버 사이의 간격이 감소하고 27°에서는 거의 간격이 없어짐을 보인다. 이렇게 되면 하부 루버는 상부 루버로 부터의 경계층에 묻히게 되고 열전달계수는 감소할 것이다. Reynolds 수 140이상에서는 루버각이 클수록 큰 열전달계수를 보이는데 이는 높은 Reynolds 수에서는 루버형태보다 루버각의 영향

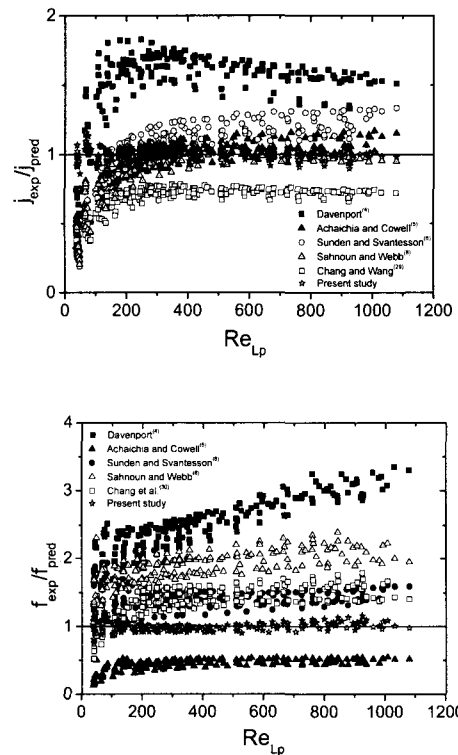


Fig. 10 The present data compared with existing correlations

이 지배적이기 때문으로 판단된다. Fig. 8은 루버각이 증가할수록 마찰계수도 증가함을 보인다. Achaichia 와 Cowell,⁽⁵⁾ Chang 과 Wang⁽⁷⁾도 동일한 경향을 보고하였는데 루버각이 증가하면 루버유동이 지배적이고 따라서 유동길이가 길어지며 압력 손실이 증가하게 된다.

본 실험자료를 기존 상관식들과 비교하였고 그 결과를 Fig. 10 과 Table 5 에 나타내었다. Sahnoun 과 Webb⁽⁹⁾의 해석모델과도 비교하였다. Fig. 10 은 Achaicha 와 Cowell 상관식⁽⁵⁾과 Sahnoun 과 Webb⁽⁹⁾ 모델이 저 Reynolds 영역을 제외하곤 j 인자를 적절히 예측함을 보인다. 저 Reynolds 수에서는 실험 자료를 과대 예측하는데 그 이유는 본 실험자료가 적용범위를 벗어나기 때문으로 판단된다. Table 1 에 나타나 있듯이 Achaicha 와 Cowell⁽⁵⁾ 상관식의 적용범위는 Reynolds 수 150 이상이고 Sahnoun 과 Webb 모델은 Reynolds 수 400 이상의 유동가시화 결과⁽²¹⁾를 기초로 개발되었다. Davenport 상관식은 j 인자를 과소예측하고 Chang 과 Wang⁽²⁹⁾상관식은 과대 예측한다. 본 연구의 시료는 매우 좁은 흰 핏치를 가지고 있고 따라서 기존 상관식들의 적용 범위를 벗어나 있다. 마찰계수의 경우 Achaicha 와 Cowell⁽⁵⁾ 상관식을 제외하곤 모든 상관식이 과대 예측함을 보인다. Achaicha 와 Cowell 상관식은 마찰 계수를 과소 예측한다.

기존 상관식들이 본 실험결과를 적절히 예측하지 못하므로 새로운 상관식을 개발하였다. Fig. 4는 대략 Reynolds 150을 전후로 j 인자의 경향이 바뀌는 것을 보인다. 따라서 각 Reynolds 수 범위에 따라 다른 상관식을 개발하였다. 회귀 분석 결과 아래와 같은 상관식을 얻었다.

$Re_{Lp} > 150 :$

$$j = 0.705 Re_{Lp}^{-0.447} \left(\frac{\alpha}{90} \right)^{0.271} \left(\frac{L_p}{F_p} \right)^{0.155} \quad (20)$$

$Re_{Lp} < 150 :$

$$j = 0.0311 Re_{Lp}^{0.183} \left(\frac{\alpha}{90} \right)^{0.0475} \left(\frac{L_p}{F_p} \right)^{-1.25} \quad (21)$$

entire $Re_{Lp} :$

$$f = 8.42 Re_{Lp}^{-0.560} \left(\frac{\alpha}{90} \right)^{0.493} \left(\frac{L_p}{F_p} \right)^{0.535} \quad (22)$$

식 (20)과 (21)에서 Reynolds 수와 (L_p/F_p)의 지수가 Reynolds 수의 범위에 따라 다른 부호를 가지고 있음을 유의할 필요가 있다. 본 상관식을 실험자료와 비교한 결과를 Table 5에 나타내었는데 92%의 j 인자와 90%의 마찰계수를 $\pm 10\%$ 에서 예측함을 보인다. 더욱이 본 상관식은 Fig. 8에 보이듯이 Reynolds 수 전 영역에서 적절히 예측함을 알 수 있다.

4. 결론

본 연구에서는 루버핀이 장착된 열교환기의 열 전달 및 압력손실특성을 실험적으로 고찰하였다. 본 연구에 사용된 시료는 흰 핏치가 매우 작고 (1.0mm 에서 1.4mm) 실험은 매우 낮은 전방 풍속 (0.3m/s)까지 수행되었다. 주된 결론은 다음과 같다.

(1) 열전달계수로부터 얻어진 임계 Reynolds 수는 루버각에는 무관하고 L_p/F_p 가 감소할수록 감소하였다. 이는 기존의 상관식과는 다른 경향이다.

(2) 흰 핏치에 따라 j 인자 곡선들이 교차하는 현상이 발견되었는데 루버 형태를 고찰함으로써 그 이유를 설명하였다.

(3) 루버각이 증가할수록 열전달계수는 증가하였다. 하지만 $F_p=1.0mm$ 에서는 교차현상이 일어났다.

(4) 열전달계수와는 달리 마찰계수는 임계현상이 나타나지 않았다. 그 이유는 저 Reynolds 수에서 루버에 의한 항력손실이 감소하는 마찰손실을 보상하기 때문으로 판단된다. 마찰계수는 흰 핏치가 감소할수록, 루버각이 증가할수록 증가하였다.

(5) 새로운 상관식은 92%의 열전달계수와 90%의 마찰계수를 $\pm 10\%$ 내에서 예측한다.

후 기

본 연구는 한국학술진흥재단의 연구비지원 (KRF-2000-E00097)에 의해 수행되었습니다.

참고문헌

- (1) Webb, R. L., Jung, S.-H., 1992, "Air-Side Performance of Enhanced Brazed Aluminum Heat Exchangers," *ASHRAE Trans.*, 98(2), pp. 391~410.
- (2) Webb, R. L., Lee, H., 2001, "Brazed Aluminum Heat Exchangers for Residential Air-Conditioning," *J. Enhanced Heat Transfer*, 8, pp. 1~14.
- (3) Davenport, C. J., 1980, Heat Transfer and Fluid Flow in Louvered Triangular Ducts, PhD Thesis, Lanchester Polytechnic, U. K.
- (4) Davenport, C. J., 1983, "Correlation of Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Louvered fin," *AICHE Symp. Ser.* 79, pp. 19~27.
- (5) Achaicha, A., Cowell, T. A., 1988, "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Flat Tube and Louvered Plate Fin Surfaces," *Exp. Thermal Fluid Science*, 1, pp. 147~157.
- (6) Sunden, B., Svantessen, J., 1992, "Correlation of j and f Factors for Multi-Louvered Heat Transfer Surfaces," *Proceedings of Third UK National Heat Transfer Conference*, pp. 805~811.

- (7) Chang, Y. J., Wang, C. C., Air-Side Performance of Brazed Aluminum Heat Exchangers," *J. Enhanced Heat Transfer*, 3(1), pp. 15~28.
- (8) Kim, M. H., and Park, W. Y., 1998, "Air-Side Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Louvered Fin Heat Exchangers," *Proceedings of the KSME '98 Fall Conference*, pp.123~128
- (9) Sahnoun, A., Webb, R. L., 1992, "Prediction of Heat Transfer and Friction for the Louver Fin Geometry," *J. Heat Transfer*, 114, pp. 893~900.
- (10) Achaichia, A., Cowell, T. A., 1988, "A Finite Difference Analysis of Fully Developed Periodic Laminar Flow in Inclined Louvered Arrays," *Proceedings of Second UK National Heat Transfer Conference*, Glasgow, pp. 883~888.
- (11) Hiramatsu, M., Ishimaru, T., Matsuzaki, K., 1990, "Research on Fins for Air-Conditioning Heat Exchangers (First Report, Numerical Analysis of Heat Transfer on Louvered Fins)," *JSME International Journal, Series II*, 33(4), Paper No. 88-1254A.
- (12) Suga, K., Aoki, H., Shingawa, T., 1990, "Numerical Analysis on Two Dimensional Flow and Heat Transfer on Louvered Fins using Overlaid Grids," *JSME International Journal*, 33, pp. 122~127.
- (13) Achaichia, A., Heikal, M. R., Sulaimna, Y. T., Cowell, A., 1994, "Numerical Investigation of Flow and Friction in Louver Fin Arrays," *Proceedings of the Tenth International Heat Transfer Conference*, Vol. 4, pp.333~338.
- (14) Tafti, D. K., Wang, G., Lin, W., 2000, "Flow Transition in a Multi-Louvered Fin Array," *Int. J. Heat Mass Transfer*, 43, pp. 901~919.
- (15) Kang, C. S., and Choi, T. M., 1993, "A Basic Study on Air Flow Characteristics in Louvered Fins," *KSME J.*, 17(5), pp. 1276~1293.
- (16) Lee, K. S., Jeon, C.D., and Lee, J. H., 1994, "Study of Flow Structure and Pressure Drop Characteristics in Louvered-Fin Type Heat Exchanger," *J. SAREK*, 6(2), pp. 140~154
- (17) Park, B. S., Cho, J. H., and Han, C. S., 2001, "Three Dimensional Analysis for the Performance of the Corrugated Louver Fin for a Vehicle Heat Exchanger," *Proceedings of SAREK 2001 summer conference*, pp. 431~441.
- (18) ASHRAE Standard 41.1, Standard Method for Temperature Measurement, ASHRAE, 1986.
- (19) ASHRAE Standard 41.2, Standard Method for Laboratory Air-Flow Measurement, ASHRAE, 1987.
- (20) ASHRAE Standard 41.5, Standard Measurement Guide, Engineering Analysis of Experimental Data, ASHRAE, 1975.
- (21) Gnielinski, V., 1976, "New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe Flows," *Int. Chem. Eng.*, 16, pp. 359~368.
- (22) Shah, R.K., 1985, "Compact Heat Exchangers," In: *Hand book of Heat Transfer Applications*, Rohsenow, W. M., Hartnett, J. P., Ganic, E. N. eds., pp. 181~200.
- (23) Wang, C.-C., Webb, R. L., Chi, K. Y., 2000, "Data Reduction for Air-Side Performance of Fin-and-Tube Heat Exchangers," *Exp. Thermal Fluid Science*, 21, pp. 218~226.
- (24) Cowell, T. A., Heikal, M. R., Achaichia, A., 1995, "Fluid Flow and Heat Transfer in Compact Louvered Fin Surfaces," *Exp. Thermal Fluid Science*, 10, pp. 192~199.
- (25) Webb, R. L., 1990, "The Flow Structure in the Louvered Fin Heat Exchanger Geometry," *SAE 900722*, pp. 1592 ~ 1602.
- (26) Springer, M. E., Thole, K. A., 1998, "Experimental Design for Flow Field Studies of Louvered Fins," *Exp. Thermal Fluid Science*, 18, pp. 258~269.
- (27) DeJong, N. C., Jacobi, A. M., 1997, "An Experimental Study of Flow and Heat Transfer in Parallel Plate Arrays: Local, Row by Row and Surface Average Behavior," *Int. J. Heat Mass Transfer*, 40(6), pp. 533~544.
- (28) Beamer, H. E., Ghosh, D., Bellows, K. D., Huang, L. J., Jacobi, A. M., 1998, "Applied CFD and Experiment for Automotive Compact Heat Exchanger Development," *SAE 980426*
- (29) Chang, Y. J., Wang, C. C., 1997, "A Generalized Heat Transfer Correlation for Louver Fin Geometry," *Int. J. Heat Mass Transfer*, 40(3), pp. 533~544.
- (30) Chang, Y. J. Hsu, K. C., Lin, Y. T., Wang, C. C., 2000, "A Generalized Friction Correlation for Louver Fin Geometry," *Int. J. Heat Mass Transfer*, 43, pp. 2237~2243.